

**Методика.** Методической основой проведенных исследований является комплексный анализ и обобщение литературных источников, а также положительного промышленного опыта борьбы с асфальто-смоло-парафинистыми (АСП) отложениями при добыче углеводородного сырья с повышенным содержанием АСПО с применением экспертного анализа и оценки полученных данных.

**Результаты.** Результатом исследований является обоснование конструкции подогревателя трубного глубинного типа „ПЭТ“, а также разработка на его базе многоуровневой системы подогрева пластовой продукции, которая интегрирована в состав подъемника из насосно-компрессорных труб (НКТ). Обоснована расчетная модель для определения параметров работы многоуровневой системы подогрева пластовой продукции, выполненной на базе трубного электрического подогревателя типа „ПЭТ“. Разработана методика определения мощности, необходимой для питания многоуровневой системы подогрева пластовой продукции.

**Научная новизна.** Впервые разработаны: модель работы многоуровневой системы подогрева

пластовой продукции; методика определения коэффициента тепловых потерь подогревателей трубных глубинных, оснащенных различными типами кожухов теплоизоляционных многослойных.

**Практическая значимость.** Обоснована и описана конструкция подогревателя трубного глубинного типа „ПЭТ“, а также предложен принцип компоновки и расчета многоуровневой системы подогрева пластовой продукции, которая интегрирована в состав подъемника НКТ и позволяет уменьшать уровень отложений АСП на рабочих поверхностях глубинного оборудования. Предложена конструкция многослойного теплоизоляционного кожуха, который применяется в составе конструкции подогревателя трубного глубинного типа „ПЭТ“.

**Ключевые слова:** асфальто-смоло-парафинистые отложения (АСПО), глубинный подогреватель, система подогрева пластовой продукции, насосно-компрессорные трубы

*Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В. С. Білецьким. Дата надходження рукопису 02.06.15.*

УДК 621.65

V. S. Miltykh,  
M. I. Sotnyk, Dr. Sc. (Tech.), Assoc. Prof.

Sumy State University, Sumy, Ukraine, e-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

## NUMERICAL STUDIES ON THE EFFECT OF IMPELLER OUTLET WIDTH ON CHARACTERISTIC CURVE SLOPE OF THE CENTRIFUGAL IMPELLER

В. С. Мілтих,  
М. І. Сотник, д-р техн. наук, доц.

Сумський державний університет, м. Суми, Україна, e-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

## ЧИСЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ КРУТИЗНИ НАПРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ВІД ШИРИНИ РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ВИХОДІ

**Purpose.** The present paper focuses on study of the pump performance with six different values of impeller outlet width.

**Methodology.** In order to determine the dependence of impeller outlet width on the slope of characteristic curve in different operating modes, the numerical simulation was used.

**Findings.** We have analyzed publications related to research studies on centrifugal pump with changing impeller outlet width. The cause of efficiency reducing in extremely narrow and wide impellers was determined. Relationship between impeller outlet width of double-entry centrifugal pump and slope of characteristic curve was established.

**Originality.** We have defined that changing of the impeller outlet width within some relative width range results in achieving required characteristic curve slope with inessential efficiency drop.

**Practical value.** The study results are intended to be used while modernizing pump impellers with specific speed, which operate in groups with different initial characteristic curves. Such modernization is possible with existing pump casing and bearing compounds usage, that reduces expenses on modernization significantly and lowers pumping equipment life-cycle cost.

**Keywords:** slope of characteristic curve, impeller outlet width, numerical simulation

**Introduction.** The double-entry centrifugal pumps are the main equipment in pump systems for civil and industrial water supply. They consume most of electrical energy in these systems. Therefore, efficiency of these machines is very important. The article [1] focuses on ways to provide coordinated work of pumps in these systems. One of the methods is using replaceable impeller, which is designed considering special features of the pump performance, such as a slope of pump characteristic curve. Changing the geometry of the impeller affects the pump performance. One of the most economical methods of modifying the performance of the pump is to vary the impeller outlet width. This particularly regards the welded impellers with a molded hub part with blades and a molded shroud part.

**Analysis of the recent research.** In 2012 M. H. Shojaeefard, et al, showed that increase in the impeller passage width increases the head and hydraulic efficiency of the centrifugal pump due to reduction of the friction losses [2].

Houlin Liu, et al, tested four pumps with different impeller outlet width. It was concluded [3] that increase in impeller outlet width results in increase in head and efficiency coefficients.

Junichi Kurokawa, et al, described their investigation of centrifugal pump at a very low specific speed. They have shown that increase in the impeller outlet width results in a considerable increase in the efficiency of the pump [4].

According to [5], the flow non-uniformity as it leaves the impeller strongly depends on the impeller outlet width. For example, the reversed flow in the impeller grows with increasing outlet width. Moreover, an excessive increase in the impeller outlet width leads to high mixing losses.

Weltz E., Rudnev S.S, Khabetska V.A., Yedidi-ah S., Zhou L. [6] have also studied the influence of the impeller outlet width on pump performance.

Unsolved aspects of the problem. The related reports on the centrifugal pump with a changing impeller outlet width are inconsiderable in number, but all of the mentioned research works show that the impeller outlet width is one of the main geometry parameters, which has a significant effect on rotating machinery performance. Unfortunately, there is no detailed information on effect of the impeller outlet width on a slope of characteristic curve. Gulich J. F. in [5] mentions that changing the impeller outlet width influences the slope of characteristic curve. However, more specific data on these parameters dependence are not represented.

**Objectives.** In this study, in order to determine the dependence of the impeller outlet width on the slope of characteristic curve on the different operation modes, the numerical simulation was used. The present paper focuses on study of the pump performance with six different values of the impeller outlet width. Numerical simulations were carried out using Ansys CFX to analyze the pump performance and flow field distribution.

**Presentation of the main research.** Simulations were performed for the impeller of a real double-entry centrifugal pump with a specific speed  $n_s = 93$ . The dou-

ble-entry impeller has an outlet diameter of 1020 mm, with seven blades per side. The impeller blade has average inlet and outlet angles of 26 and 30 degrees respectively and the outlet width  $b_2$  of 82.2 mm. The main parameters of the pump at the design point are as follows: the volume flow rate is  $Q_{opt} = 6300 \text{ m}^3/\text{h}$ , the head is  $H = 80 \text{ m}$ , the rotational speed is  $n = 730 \text{ r/min}$ .

To investigate the impeller outlet width effect on pump performance, the following values of the impeller outlet width were selected: 40.8 mm, 51 mm, 61 mm, 71 mm, 82.2 mm, 92 mm, while the other parameters were kept constant. The impeller cross-sections are shown in Fig. 1.

To carry out a numerical study, three-dimensional models of impellers with six different outlet widths were created using the SolidWorks software product. The following assumptions were accepted:

- the internal flow is symmetrical;
- the internal flow is axisymmetric on entering the computational domain;
- leakage through the impeller seals is neglected.

Due to the above assumptions, the computational domain was a single channel of an impeller half without gap seals. Inlet and outlet boundaries of the domain were spaced from the control sections at the distance enough to make the flow steady. A three-dimensional model of the computational fluid domain is shown in Fig. 2.

To verify the effect of computational grid on the results and to prevent a mesh dependent error, the grid independence analysis was performed. Five unstructured mesh sizes in the range of 140 000 to 5 million nodes were generated for the computational domain. ICFM CFD mesh generator was used to construct computational grids. The results of the mesh generation are shown in Table 1. An example of the grid is shown in Fig. 3.

For all geometric configurations simulations were performed within the range of volume flow rates of  $0.5 Q_{opt}$  to  $1.2 Q_{opt}$ , where  $Q_{opt}$  is a volume flow rate at the design point. According to [8] exactly in this range vibroacoustic parameters of pump work are stable. Cylindrical velocity components and the static pressure

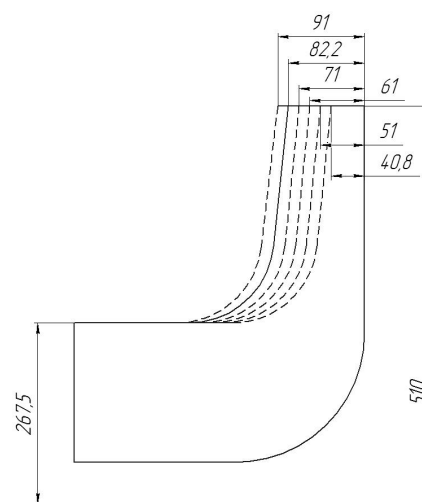


Fig. 1. Impeller meridional contour scheme with different outlet width

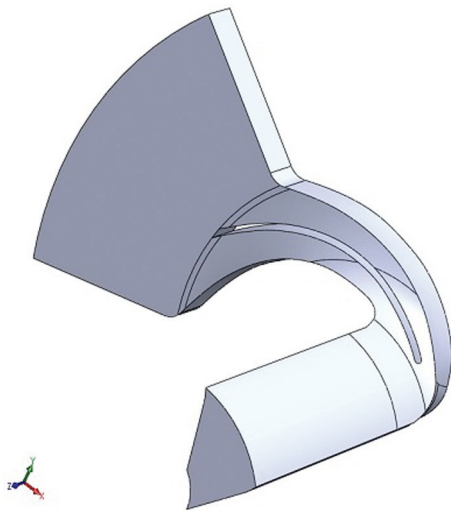


Fig. 2. Three-dimensional computational fluid domain model

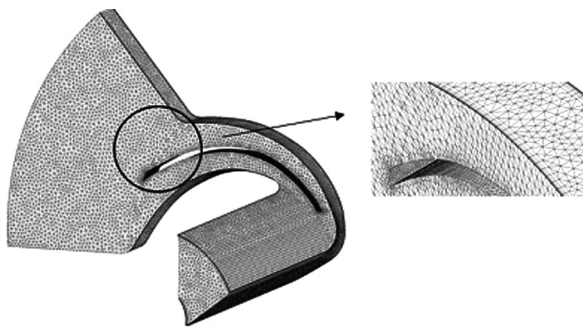


Fig. 3. Sketch of unstructured grid

Table 1

Grid statistics of mesh number in cases with different impeller outlet width

Impeller outlet width (b <sub>2</sub> , mm)	Mesh element number
40.8	1.6 million
51	2.3 million
61	3.6 million
71	1.2 million
82.2	830 000
92	720 000

were specified at the impeller inlet and outlet correspondingly. A standard *k-ε* turbulence model and a scalable wall function were selected. Wall surface roughness was set to 6.3 micron.

The internal flow inside the centrifugal pump is a three-dimensional, viscous, turbulent flow. Water at 25 °C was specified as a working fluid and convergence criterion was 10<sup>-4</sup>. A steady state model was used for all calculations. Multiple reference frames were selected. Inlet and outlet segments were set in a stationary frame. However, the impeller was set in a rotary frame. Besides, periodic conditions were specified for the computational domain.

Numerical simulations were carried out using Ansys CFX. The following mathematical model is implemented in this software product, which utilizes an element-based finite volume method on structured and unstructured grid.

The most general case of viscous medium flow is described by set of Navier-Stokes equations and the continuity equation [7]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i; \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2)$$

where *i, j* = 1–3 is summation over the same indices; *x*<sub>1</sub>, *x*<sub>2</sub>, *x*<sub>3</sub> are coordinate axes; *t* is time.

Component *f*<sub>*i*</sub> expresses mass (Coriolis and centrifugal) forces. In this set of equations three components of velocity *u*<sub>1</sub>, *u*<sub>2</sub>, *u*<sub>3</sub> and pressure *p* are the unknown quantities. Density of the liquid at the speeds corresponding up to 0.3 Mach number, is assumed to be constant.

The flow in parts of the pump is considered in the relative coordinate frame, that is why

$$f_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (3)$$

where  $\vec{\omega}$  is the angular velocity,  $\vec{r}$  is a radius vector (whose magnitude is equal to the distance from this point to the axis of rotation).

Since the flow of the fluid in the centrifugal pump is usually turbulent, its modelling by analytical solution of the Navier-Stokes equations written for the instantaneous velocity is difficult. Therefore, for the analysis of turbulent flows, the Reynolds averaged equation is usually used instead of equation (1)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i' u_j') = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \end{aligned} \quad (4)$$

where *u*<sub>1</sub>, *u*<sub>2</sub>, *u*<sub>3</sub> are time averaged velocities; *u*'<sub>1</sub>, *u*'<sub>2</sub>, *u*'<sub>3</sub> are pulsational velocity components.

To close these equations the standard *k-ε* turbulence model was used. Using this model, the system of equations of fluid motion is supplied by two differential equations describing the transport of turbulent kinetic energy *k* and dissipation rate *ε*.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \epsilon; \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - \rho C_{\epsilon 2} \epsilon), \quad (6)$$

where  $P_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$  is the component, expressing

the generation of energy *k*;  $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ ,  $\Gamma_\epsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$ .

The parameters  $\varepsilon$  and  $\mu_r$  are defined as follows

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_r = \rho C_\mu \mu + \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Constants of  $k-\varepsilon$ -model according to [5] are  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.33$ .

The article [9] presents the results of centrifugal impeller physical experiment and numerical study. The data show good conformity between integral characteristics, velocity distribution and pressure across the channel width at the impeller outlet. In our case, having the same problem formulation a good conformity should be expected too.

The performances of six impellers with different impeller outlet widths were calculated and presented in Fig. 4.

Fig. 4, *a* shows the head as a function of the volume flow rate, illustrating that the head increases with the increasing impeller outlet width. Significant increase in the head was detected when the impeller outlet width changes from 40.8 to 51 mm and from 51 to 61 mm. The difference between head values at the  $Q_{opt}$  is nearly 20 % and 11 % respectively. It proves that the impeller hydraulic loss per unit impeller width differs substantially.

The calculated efficiency (*Eff*) of the impeller, presented as a function of the volume flow rate is shown in Fig. 4, *b*. As we can see, the best efficiency point (BEP) offsets to a larger flow rate with the impeller outlet width increasing. The impeller with 40.8 mm impeller outlet width has the lowest efficiency in operating modes from  $0.9 Q_{opt}$  to  $1.2 Q_{opt}$  because of high flow relative velocity (Fig. 5).

The data from Fig. 4, *b* also show that at volume flow rates of  $0.5-0.8 Q_{opt}$  impellers with outlet width higher than 71 mm have poor efficiency (lower than efficiency of impeller with 40.8 mm outlet width). Fig. 6 shows the current flow lines in a relative frame in a single passage of the impeller with an outlet width of 92 mm at the volume flow rate of  $0.5 Q_{opt}$ . It can be seen from the diagram that on the back side of the blade an area of reversed flow is formed.

The effect of the impeller outlet width on the performance slope was investigated. The slope of impeller characteristics was evaluated using the following formula

$$K_h = \frac{H_{max} - H_{opt}}{H_{opt}}, \quad (7)$$

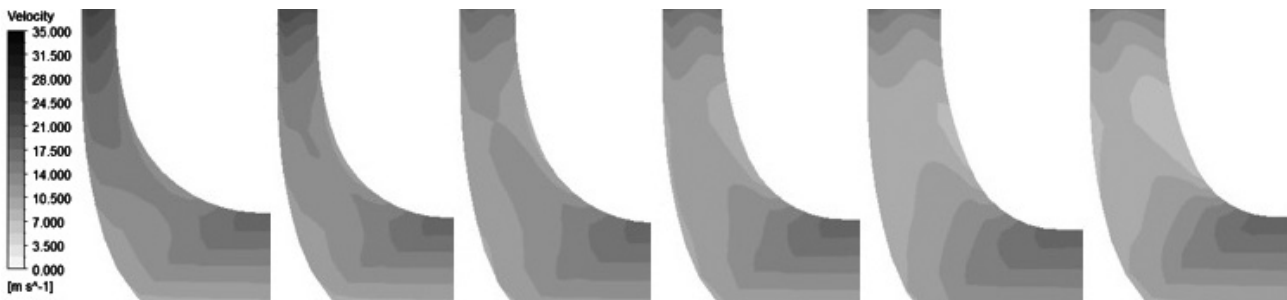
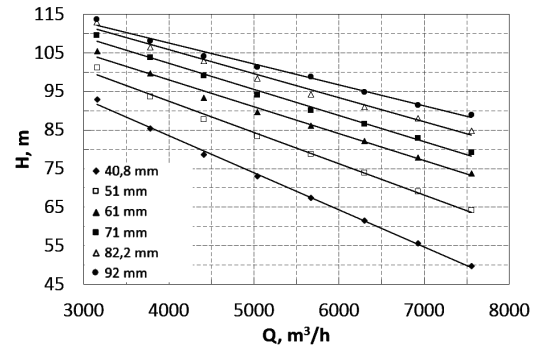
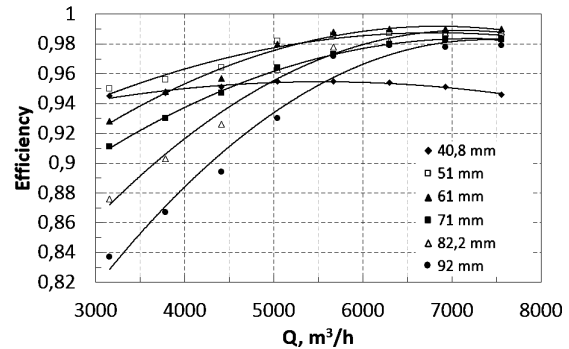


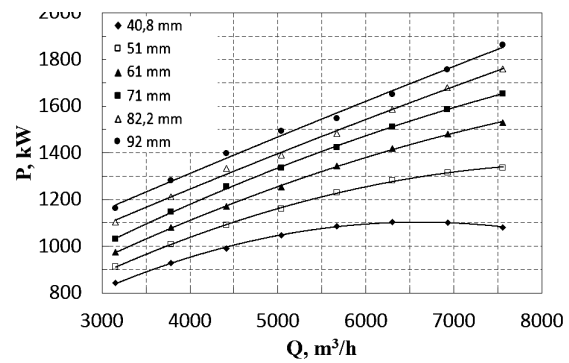
Fig. 5. Relative velocity distribution in the impeller channel with different outlet width from 40.8 mm to 92 mm respectively at  $Q_{opt}$  operating mode



*a*



*b*



*c*

Fig. 4. Performances of six impellers with different impeller outlet width:

*a* –  $H = f(Q)$ ; *b* –  $Eff = f(Q)$ ; *c* –  $P = f(Q)$

where  $H_{max}$  is a head value at  $0.5 Q_{opt}$  for impellers with the outlet width of 40.8–92 mm;  $H_{opt}$  is a head value at  $Q_{opt} = 6300 \text{ m}^3/\text{h}$  for impellers with the outlet width of 40.8–92 mm.

This dependence is shown in Fig. 7. It can be seen from the diagram that with decrease in the impeller outlet width the slope of the characteristic curve increases. The lower impeller outlet width is, the steeper the characteristic curve becomes. According to the results obtained, it can be concluded that in the range of the impeller outlet width of 51 to 92 mm the slope of the impeller characteristics could be modified without significant decrease in efficiency. We can vary the slope of the characteristic curve in a range from 0.19 to 0.47 as it can be seen from Fig. 7.

**Conclusions and recommendations for further research.** Compared to Houlin Liu's [4] and Junichi Kurokawa's [5] studies, we have the same results: the impeller head increases along with impeller outlet width increase. However, according to our investigation, the efficiency does not constantly increase with impeller outlet width increase unlike Houlin Liu's results [4].

According to the investigation results, the impeller with an outlet width of 61 mm is more suitable for the pump if it is necessary to achieve the best efficiency. As it can be seen from Fig. 4, *b*, the efficiency of the impeller with a 61 mm impeller outlet width is higher than the efficiency of wider or narrower impellers at the rated flow. At the same time, it can be seen from Fig. 4, *c* that the effective power of the impeller with a 61 mm impeller outlet width is lower than that of the wider one.

According to the obtained results, we can vary the slope of the characteristic curve in a range from 0.19 to 0.47 without significant decrease in efficiency.



Fig. 6. The current flow lines in the impeller channel with the outlet width of 92 mm in 0.5  $Q_{opt}$  operation mode

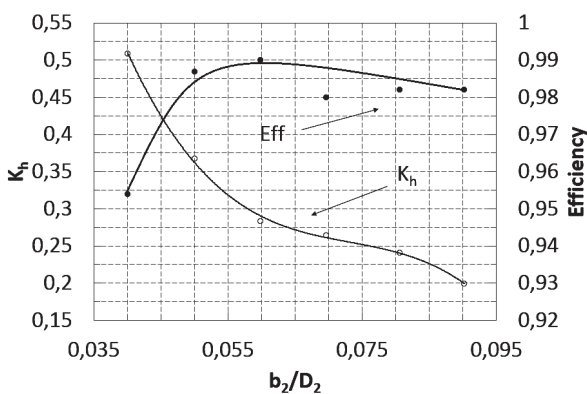


Fig. 7. The slope of characteristic curve  $K_h$  and efficiency versus relative width  $b_2/D_2$

Subsequently, we will continue studying other impellers with different geometric and working parameters to find the dependence of an impeller outlet width on a slope of the characteristic curve.

**References/Список літератури**

1. Bohdanovych, V.S., Sotnyk, M.I., and Luho-va S.O., 2013. The analysis of dependence of slope q-h curve on the geometric dimensions of the pump impeller. *Bulletin of Sumy State University. Engineering Series*, No. 4, pp. 52–56.

Богданович В.С. Аналіз залежності крутизни напірної характеристики насоса від геометричних параметрів робочого колеса / В.С. Богданович, М.І. Сотник, С.О. Лугова // Вісник Сумського державного університету. Серія „Технічні науки”. – 2013. – №4. – С. 52–56.

2. Shojaeefard, M.H., Tahani, M., Ehghaghi, M.B., Fallahian, M.A., and Beglari, M., 2012. Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid. *Computers and Fluids*, Vol. 60, pp. 61–70.

Числове дослідження впливу деяких геометричних характеристик відцентрових насосів, що качають в'язку рідину / М.Х. Шоаяфард, М. Тахані, М.Б. Іхгагі [та ін.] // Комп'ютери та рідини. – 2012. – вип.60. – С. 61–70.

3. Houlin Liu, Jian Ding, Hanwei Dai, Mingguo Tan, and Xiaochen Tang, 2014. Numerical Research on Hydraulically Generated Vibration and Noise of a Centrifugal Pump Volute with Impeller Outlet Width Variation, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2014, pp. 1–13.

Числове дослідження гідравлічно згенерованих вібрацій і шуму відцентрового насоса зі спіральним відводом з варіаціями ширини робочого колеса на виході / Холин Лиу, Джіан Динг, Хэнвей Дай [та ін.] // Математичні проблеми в інженерії. – 2014. – С. 1–13.

4. Junichi Kurokawa, Kazunari Matsumoto, Jun Matsui, and Takaya Kitahora, 1998. Performances of centrifugal pumps of very low specific speed. In: *Hydraulic machinery and cavitation: proceedings of the XIX IAHR Symposium: section on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Singapore, 9–11 September 1998.

Характеристики відцентрових насосів дуже низької швидкохідності / [Юнічи Куракова, Казунари Матсумото, Юн Матсуї та ін.] // Гідравлічні машини і кавітація: матеріали XIX IAHR симпозиуму: секція гідравлічних машин і кавітації (Сінгапур, 9–11 вересня 1998 року). – Сінгапур, 1998.

5. Gülich, J.F., 2010. *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer.

Гюліх Йо. Ф. Відцентрові насоси / Гюліх. Йо. Ф. – Берлін: „Спрінгер”, 2010. – 964с.

6. Ling Zhou, Weidong Shi, and Sukung Wu, 2013. Performance optimization in a centrifugal pump impeller by orthogonal experiment and numerical simulation. *Advances in Mechanical Engineering*, No. 5, pp. 41–48.

Лінг Зоу. Оптимізація характеристики робочого колеса відцентрового насоса за допомогою ортогонального експерименту і числового моделювання / Лінг Зоу, Вейдонг Ши // Досягнення в галузі машинобудування. – 2013. – №5. – С. 41–48.

7. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0.[online] Available at: <http://www.ansys.com>

ANSYS CFX 13.0 Теорія. Реліз 13.0 [Електронний ресурс]. – 2010. – 261р. – Режим доступу: <http://www.ansys.com>

8. Sotnyk, M. I., Boiko, V. S., and Yurchenko, M. M., 2013. Definition of electromechanical units efficiency operation. *Electromechanical and energy saving systems*, No. 2, pp. 226–232.

Сотник М.І. Визначення ефективності експлуатації електромеханічних агрегатів / М.І. Сотник, В.С. Бойко, М.М. Юрченко // Електромеханічні та енергозберігаючі системи. – 2013. – №2. – С. 226–232.

9. Elin, A., Kochevskiy, A., Luhova, S., and Shcheli-aiev, A., 2006. Package CFX-5 testing on samples of air flow in pumps flow parts elements on JSC “VNI-IAEN” specialization. Part 2. *Pumps and Equipment*, No. 2, pp. 18–21.

Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО „ВНИИАЭН“. Часть 2 / А.Елин, А.Кочевский, С.Луговая, А.Щеляев // Насосы и оборудование. – 2006. – №2. – С. 18–21.

**Мета.** Визначити залежність між шириною робочого колеса на виході та крутизною напірної характеристики відцентрового насоса.

**Методика.** Дослідження проводилося шляхом числового моделювання з використанням програмного продукту Ansys CFX. Для цього за допомогою програмного продукту SolidWorks була побудована тривимірна комп'ютерна модель області рідини одного каналу робочого колеса насоса двостороннього входу. Для дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на крутизну напірної характеристики змінювалося значення ширини колеса на виході, а інші геометричні параметри колеса лишалися без зміни. Розрахункові сітки будувалися за допомогою сіткового генератора ICEM CFD.

**Результати.** Виконано аналіз публікацій, що стосуються дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на характеристику роботи відцентрового насоса. Визначена причина зниження ККД для через міру вузьких та широких робочих коліс. Встановлена графічна залежність між шириною робочого колеса на виході відцентрового насоса двостороннього входу зі швидкохідністю  $n_s = 93$  та крутизною напірної характеристики.

**Наукова новизна.** Визначено діапазон, в якому можна змінювати ширину робочого колеса на виході відцентрового насоса двостороннього входу (швидкохідність  $n_s = 93$ ), з метою досягнення певної крутизни напірної характеристики без значного зниження ККД.

**Практична значимість.** Застосування результатів дослідження може бути при модернізації робочих коліс для використання їх у насосах, що працюють у групах з різними вихідними напірними характеристиками та їх крутизною. Така модернізація можлива в межах використання існуючих корпусних деталей та підшипникових вузлів насосів, що значно зменшує витрати на модернізацію та вартість життєвого циклу насосного обладнання.

**Ключові слова:** крутизна напірної характеристики, ширина робочого колеса на виході, числове моделювання

**Цель.** Определить зависимость между шириной рабочего колеса на выходе и крутизной напорной характеристики центробежного насоса.

**Методика.** Исследование проводилось методом численного моделирования с использованием программного продукта Ansys CFX. Для этого была построена трехмерная компьютерная модель области жидкости одного канала рабочего колеса насоса двухстороннего входа с помощью программного продукта SolidWorks. Для исследования влияния ширины рабочего колеса на выходе на крутизну напорной характеристики значение ширины колеса на выходе менялось, а все другие геометрические параметры оставались неизменными. Расчетные сетки строились с помощью сеточного генератора ICEM CFD.

**Результаты.** Выполнен анализ публикаций, которые касаются исследований влияния ширины рабочего колеса на выходе на характеристики работы центробежного насоса. Определена причина снижения КПД в чрезмерно узких и чрезмерно широких колесах. Установлена зависимость между шириной рабочего колеса на выходе центробежного насоса двухстороннего входа быстроходностью  $n_s = 93$  и крутизмой напорной характеристики.

**Научная новизна.** Определен диапазон, в котором возможно изменение ширины рабочего колеса на выходе центробежного насоса двухстороннего входа (быстроходность  $n_s = 93$ ), с целью достижения определенной крутизны напорной характеристики без значительного снижения КПД.

**Практическая значимость.** Использование результатов исследования предполагается при модернизации рабочих колес для использования их в насосах, которые работают в группах с разными исходными напорными характеристиками. Такая модернизация возможна в границах использования существующих корпусных деталей и подшипниковых соединений насосов, что значительно уменьшает расходы на модернизацию и стоимость жизненного цикла насосного оборудования.

**Ключевые слова:** крутизна напорной характеристики, ширина рабочего колеса на выходе, численное моделирование

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В. А. Марцинковським. Дата надходження рукопису 13.05.15.